



(12) **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

(43) Veröffentlichungstag:
19.03.2008 Patentblatt 2008/12

(51) Int Cl.:
B61G 11/12 (2006.01)

(21) Anmeldenummer: **07405262.2**

(22) Anmeldetag: **31.08.2007**

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MT NL PL PT RO SE SI SK TR
Benannte Erstreckungsstaaten:
AL BA HR MK YU

(72) Erfinder:
• **Ziegler, Otto**
8240 Thayngen (CH)
• **Plecko, Marijan**
8200 Schaffhausen (CH)

(30) Priorität: **14.09.2006 CH 14702006**

(74) Vertreter: **Rottmann, Maximilian**
Rottmann, Zimmermann + Partner AG
Glattalstrasse 37
8052 Zürich (CH)

(71) Anmelder: **Schwab Verkehrstechnik AG**
8207 Schaffhausen (CH)

(54) **Dämpfungsanordnung für Zug- und/oder Stosseinrichtungen von Schienenfahrzeugen sowie Zug- und/oder Stosseinrichtungen von Schienenfahrzeugen sowie Zug- und/oder Stosseinrichtungen mit einer Dämpfungsanordnung**

(57) Die Dämpfungsanordnung für Zug- und/oder Stosseinrichtungen von Schienenfahrzeugen ist mit einer gashydraulischen Dämpfungseinrichtung (5) versehen. Diese umfasst eine zylindrische Druckkammer (9) sowie eine über einen Kanal (13) damit verbundene Aufnahmekammer (10). Im weiteren ist ein Kolben (7) vorgesehen, der bei einer Stossbelastung in die mit einem

Hydraulikmedium befüllte Druckkammer (9) eintaucht und deren Volumen verkleinert. In dem genannten Kanal (13) ist ein Druckbegrenzungsventil (15) angeordnet, welches im Ruhezustand den Kanal (13) zu verschliessen bestimmt ist und bei einem vorbestimmten Überdruck in der Druckkammer (9) öffnet. Die Dämpfungsanordnung umfasst zusätzlich eine elastomerische und/oder mechanische Dämpfungsvorrichtung (4).

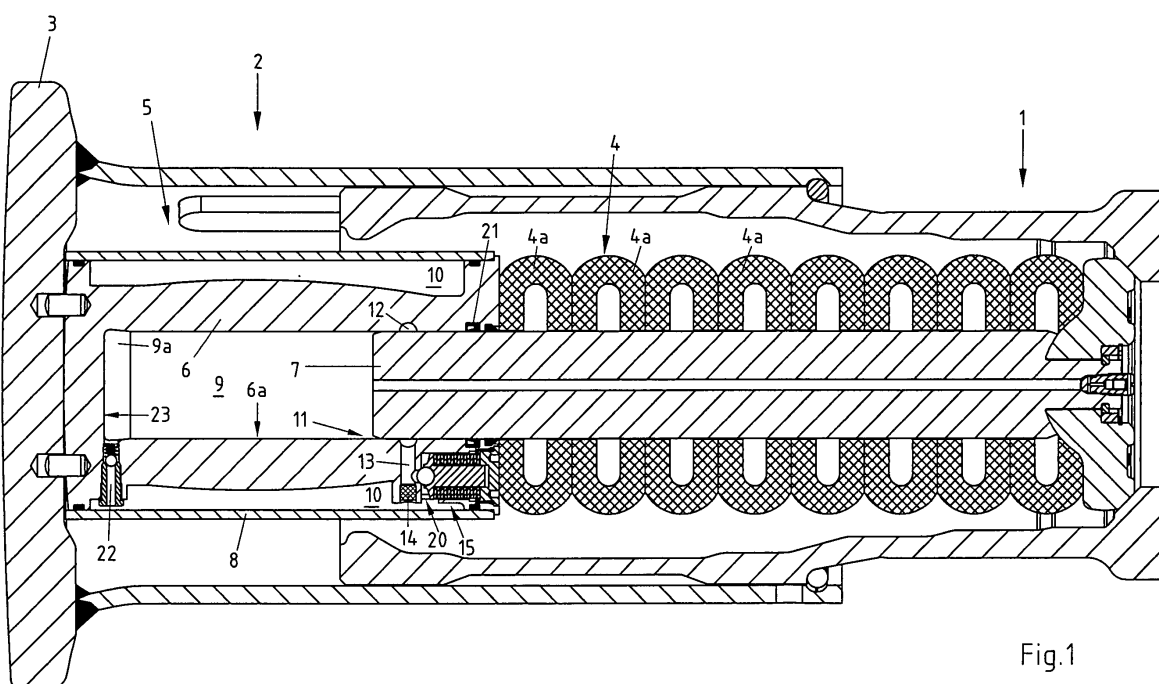


Fig.1

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine Dämpfungsanordnung für Zug- und/oder Stosseinrichtungen von Schienenfahrzeugen nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1 sowie eine Zug- und/oder Stosseinrichtung für Schienenfahrzeuge nach dem Oberbegriff des Anspruchs 17.

[0002] Derartige Dämpfungsanordnungen eignen sich insbesondere für den Einsatz in Puffern oder Kupplungen von Schienenfahrzeugen.

[0003] So ist aus der DE-A-196 19 214 ein Stossdämpfer bekannt, der sich für den Einsatz in einem Puffer für Schienenfahrzeuge eignet. Der Stossdämpfer ist mit einer mechanischen Federeinheit und einem hydraulischen Dämpfer versehen. Die mechanische Federeinheit wird durch eine Vielzahl von Einzelfedern gebildet. Der hydraulische Dämpfer besteht aus einem innerhalb eines Druckraummantels angeordneten Druckraum, der über radiale Drosselöffnungen mit einer Ausgleichskammer verbunden ist. Im Druckraum ist ein Kolben angeordnet, der mittels einer Schraube an einem Bolzen befestigt ist. Der Kolben taucht beim Einfedern des Stossdämpfers in den Druckraum ein und verkleinert diesen. Dadurch wird ein Teil der im Druckraum aufgenommenen Dämpferflüssigkeit verdrängt und über die radialen Drosselöffnungen in die Ausgleichskammer gefördert. Je nach Anzahl, Ausbildung und Anordnung der Drosselöffnungen soll der Drosselquerschnitt den Anforderungen entsprechend veränderbar sein.

[0004] Aus der EP-A 0 451 630 ist ein gattungsgemässer Puffer bekannt, der zur Verwendung bei Schienenfahrzeugen vorgesehen ist. Zum federnden Abstützen einer Pufferplatte ist der Puffer mit einer gashydraulischen Dämpfungseinrichtung sowie einer elastomerischen Federanordnung versehen. Die gashydraulische Dämpfungseinrichtung ist mit einer zylindrischen Druckkammer und einer über zumindest einen Kanal damit verbundenen Aufnahmekammer versehen. Die Druckkammer verkleinert sich mit zunehmender Einfederung des Puffers durch einen in sie eintauchenden Kolben. Zwischen dem Kolben und dem Innenumfang des Zylinders wird ein ringförmiger Spalt gebildet. Der Kolben ist stirnseitig mit einer Ausnehmung versehen, die eine ringförmige Wand begrenzt, die abhängig vom Innendruck elastisch verformbar ist. Durch diese Gestaltung soll erreicht werden, dass der genannte Spalt zwischen dem Kolben und dem Innenumfang des Zylinders bei Vergrößerung des Flüssigkeitsdrucks im Zylinder annähernd gleich gross bleibt oder sich verkleinert, so dass sich die Dämpfungswirkung auch bei Erhöhung des Flüssigkeits-Innendrucks nicht wesentlich verschlechtert.

[0005] Schliesslich ist aus der GB-A-1 447 229 eine hydraulische Dämpfungseinrichtung bekannt, die eine zylindrische Druckkammer sowie eine über einen Kanal damit verbundenen Aufnahmekammer aufweist. In der Druckkammer ist ein Kolben aufgenommen, der bei einer Stossbelastung in die mit einem Hydraulikmedium gefüllte Druckkammer eintaucht und deren Volumen ver-

kleinert. In dem genannten Kanal zwischen der Druckkammer und der Aufnahmekammer ist ein Druckbegrenzungsventil angeordnet, welches im Ruhezustand den Kanal verschliesst. Bei einem vorbestimmten Überdruck in der Druckkammer öffnet das Druckbegrenzungsventil, so dass Hydraulikmedium von der Druckkammer in die Aufnahmekammer strömen kann.

[0006] Die Erfindung zielt darauf ab, eine Dämpfungsanordnung für Zug- und/oder Stosseinrichtungen von Schienenfahrzeugen derart weiterzubilden, dass sie im quasistatischen Betrieb eine hohe Energieaufnahme sowie einen grossen Hub ermöglichen soll, dass sie kompakt und einfach aufgebaut ist, aus wenigen Einzelteilen besteht und kostengünstig hergestellt werden kann.

[0007] Hierzu wird nach der Erfindung eine Dämpfungsvorrichtung für Zug- und/oder Stosseinrichtungen an Schienenfahrzeugen gemäss dem Anspruch 1 bereitgestellt.

[0008] Bevorzugte Ausführungsformen der Erfindung sind in den abhängigen Ansprüchen 2 bis 16 umschrieben.

[0009] Durch das Vorsehen eines Druckbegrenzungsventils, welches im Ruhezustand den Kanal zwischen der Druckkammer und der Aufnahmekammer verschliesst und erst bei einem vorbestimmten Überdruck in der Druckkammer öffnet, kann das Dämpfungsverhalten und die Energieaufnahme der Dämpfungsanordnung nachhaltig beeinflusst werden. Namentlich kann erreicht werden, dass bei niedrigen Eindrückgeschwindigkeiten des Kolbens der Druck in der Druckkammer praktisch geschwindigkeitsunabhängig beeinflusst werden kann. Durch die Kombination der mit einem Druckbegrenzungsventil versehenen gashydraulischen Dämpfungseinrichtung zusammen mit einer elastomerischen und/oder mechanische Dämpfungsvorrichtung können die Vorteile des jeweiligen Dämpfers genutzt und geschickt kombiniert werden, wie nachfolgend noch näher erläutert wird.

[0010] Im Anspruch 17 ist zudem eine Zug- und/oder Stosseinrichtung für Schienenfahrzeuge beschrieben, die mit einer erfindungsgemäss ausgebildeten Dämpfungsanordnung versehen ist. Bevorzugte Weiterbildungen der Zug- und/oder Stosseinrichtung sind in den abhängigen Ansprüchen 18 bis 20 definiert.

[0011] Ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel der Erfindung wird nachfolgend anhand von Zeichnungen näher erläutert. Dabei zeigt:

Fig. 1 einen Längsschnitt durch einen überwiegend schematisch dargestellten Puffer;

Fig. 2 einen Längsschnitt durch eine gashydraulische Dämpfungseinrichtung des Puffers in vergrößerter Darstellung;

Fig. 3 einen Längsschnitt durch ein Detail der gashydraulischen Dämpfungseinrichtung;

Fig. 4 das Kraft-Weg-Diagramm eines nach dem Stand der Technik ausgebildeten Puffers, und

Fig. 5 das Kraft-Weg-Diagramm des erfindungsgemäss gestalteten Puffers.

[0012] In der Fig. 1 ist als Ausführungsbeispiel einer Zug- und/oder Stosseinrichtung für Schienenfahrzeuge ein Puffer im Längsschnitt dargestellt, welcher mit einer erfindungsgemäss ausgebildeten Dämpfungsanordnung versehen ist. Der im unbelasteten, d.h. ausgefederten Ruhezustand gezeigte Puffer weist eine am Schienenfahrzeug (nicht dargestellt) zu befestigende Hülse 1 sowie einen relativ dazu verschiebbaren Stössel 2 auf. Auf der Vorderseite des Stössels 2 ist ein Pufferteller 3 angeschweisst. Sowohl die Hülse 1 wie auch der Stössel 2 sind im wesentlichen hohlzylindrisch ausgebildet.

[0013] Im Innern des Puffers ist die Dämpfungsanordnung angeordnet, welche im vorliegenden Fall aus einer fluidischen, namentlich einer gashydraulischen Dämpfungseinrichtung 5 sowie einer elastomerischen Dämpfungsvorrichtung 4 besteht. Obwohl die beiden Dämpfungseinrichtungen 4, 5 physisch hintereinander angeordnet sind, wirken sie in funktioneller Hinsicht parallel zusammen und dienen zusammen dem federnden Abstützen des Stössels 2 an der Hülse 1.

[0014] Die elastomerische Dämpfungsvorrichtung 4 besteht aus einer Vielzahl von Elastomerelementen 4a, welche hintereinander auf einem Kolben 7 aufgereiht sind, der am fahrzeugseitigen Ende an der Hülse 1 abgestützt ist. Die Elastomerelemente 4a sind zwischen dem Boden der Hülse 1 und der Stirnseite eines Zylinderelements 6 gespannt.

[0015] Das genannte Zylinderelement 6, welches zwischen der Rückseite des Puffertellers 3 und der elastomerischen Dämpfungsvorrichtung 4 angeordnet ist, bildet einen Bestandteil der gashydraulischen Dämpfungseinrichtung 5. Das Zylinderelement 6 ist mit einer zentralen Druckkammer 9 sowie einer koaxial dazu angeordneten, die Druckkammer 9 koaxial umfassenden Aufnahmekammer 10 in Form eines Ringraums versehen. Auf der Aussenseite des Zylinderelements 6 ist ein ringförmiger Deckel 8 angebracht, der die Aufnahmekammer 10 nach aussen begrenzt und abdichtet. Die Druckkammer 9 ist über ca. 90% ihrer Länge zylindrisch ausgebildet, wobei die Druckkammer 9 in dem der Eintauchseite des Kolbens 7 gegenüberliegenden Endbereich, d.h. im Bereich ihres Bodens 23, mit einem sich im Durchmesser konisch erweiternden Abschnitt 9a versehen ist.

[0016] Der von der einen Seite in das Zylinderelement 6 hineingeführte Kolben 7 ist einstückig ausgebildet und besitzt die Form eines zylindrischen Bolzens. Vorzugsweise weist der Kolben 7 auf seiner ganzen Länge einen konstanten Aussendurchmesser sowie eine glatte Mantelfläche auf. Das vordere Ende des Kolbens 7 ist mit einer Abschrägung in Form einer umlaufenden Phase versehen.

[0017] Zwischen dem Kolben 7 und der die Druckkammer 9 umfassenden Zylinderwand 6a besteht ein Ringspalt 11, der aus dieser Darstellung nicht ersichtlich ist. Die Grösse dieses Ringspalts 11 kann den Anforderungen entsprechend gewählt werden, wobei er sich vorzugsweise im Bereich von einigen tausendstel Millimetern bis hin zu wenigen hundertstel Millimetern bewegt. Dieser Ringspalt 11 beeinflusst massgeblich das dynamische Einfederverhalten des Puffers, wie nachfolgend noch erläutert wird. In die Zylinderwand 6a des Zylinderelements 6 ist ein Ringkanal 12 eingelassen, der mit dem Ringspalt 11 in Verbindung steht. Von diesem Ringkanal 12 führt ein Kanal 13 in Form einer radialen Bohrung in Richtung der Aufnahmekammer 10, wobei der Kanal 13 endseitig von einem Stopfen 14 verschlossen ist. Der Kanal 13 steht über einen Durchlass 20 mit der Aufnahmekammer 10 in Verbindung.

[0018] Zum Verschliessen des Kanals 13 bzw. des Durchlasses 20 ist im Kanal 13 ein federbelastetes Druckbegrenzungsventil 15 angeordnet. Die Funktion und Wirkungsweise dieses Druckbegrenzungsventils 15 wird nachfolgend anhand der Figuren 2 und 3 noch näher erläutert.

[0019] Im Bereich des Zylinderbodens 23 ist das Zylinderelement 6 mit einem Rückschlagventil 22 versehen, das in einem die Aufnahmekammer 10 mit der Druckkammer 9 verbindenden Kanal angeordnet ist und ein Zurückströmen von Hydraulikmedium von der Aufnahmekammer 10 in die Druckkammer 9 ermöglicht, wenn sich der Kolben 7 beim Ausfedern des Puffers aus der Druckkammer 9 zurückzieht. Ein derartiges Rückschlagventil 22 wird vorzugsweise auf der Unterseite in die Zylinderwand 6a eingelassen, damit beim Ausfedern des Kolbens 7 nur Hydraulikmedium und keine Luft in die Druckkammer 9 zurückströmt.

[0020] Die Druckkammer 9 ist vollständig mit einem Hydraulikmedium wie beispielsweise Hydrauliköl gefüllt, während die Aufnahmekammer 10 im hier dargestellten Ruhezustand mehrheitlich mit Hydraulikmedium sowie einem unter Überdruck stehenden Gas gefüllt ist. Das kompressible Gas ermöglicht die durch die Bewegung des Kolbens in der Druckkammer 9 entstehenden Volumenänderungen auszugleichen. Zugleich begünstigt das Gas eine kostengünstige Ausbildung der fluidischen Dämpfungseinrichtung 5, indem die den Kolben 7 umgebende Dichtung 21 relativ einfach ausgebildet sein kann, da sie im Wesentlichen nur die Druckkammer 9 nach aussen abdichten muss, zumal das unter Überdruck stehende Gas verhindert, dass beim Ausfedern über den Ringspalt 11 zwischen dem Kolben 7 und der Zylinderinnenwand 6a Luft in die Druckkammer 9 eingesaugt wird. Ohne das unter Überdruck stehende Gas bestünde jedenfalls die Gefahr, dass beim Entlasten der Dämpfungseinrichtung 5 -Ausfedern des Puffers- Luft über den Ringspalt 11 in die Druckkammer eingesaugt würde, zumal beim schnellen Ausfedern des Puffers ein Unterdruck in der Druckkammer 9 entstehen kann. Im unbelasteten Ruhezustand der Dämpfungseinrichtung 5

steht das Gas unter einem Überdruck in der Grössenordnung von ca. 3 bar, während bei voll eingefederter Dämpfungseinrichtung 5 das Gas einen Überdruck in der Grössenordnung von ca. 50 bar aufweist.

[0021] Die Wandstärke der zwischen dem Zylinderelement 6 und der Aufnahmekammer 10 verlaufenden Zylinderwand 6a ist zur Mitte hin am Grössten. Dadurch wird die höhere Elastizität in der Mitte des Zylinders überkompensiert und sichergestellt, dass die Fläche des Ringspalts 11 zwischen Kolben 7 und Zylinderwand 6a über den Hub abnimmt. Namentlich soll damit erreicht werden, dass beim dynamischen Einfedern des Stössels 2 der Druck in der Druckkammer 9, trotz kontinuierlich abnehmender Eintauchgeschwindigkeit des Kolbens 7, über einen weiten Hubbereich weitgehend konstant ist.

[0022] Die in das Zylinderelement 6 eingelassene Druckkammer 9 ist auf der der Pufferplatte 3 abgewandten Seite mit einer Öffnung versehen, über welche der Kolben 7 in die Druckkammer 9 hineingeführt ist. Auf der der Öffnung gegenüberliegenden Seite wird die Druckkammer 9 von dem Zylinderboden 23 begrenzt. Mit zunehmender Einfederung des Puffers -Einschieben des Stössels- verkleinert sich die Druckkammer 9 durch den in sie eintauchenden Kolben 7. Damit der Kolben 7 aus der hier gezeigte Ruhestellung weiter in die Druckkammer 9 eindringen kann, muss jedoch Hydraulikmedium aus der Druckkammer 9 verdrängt werden. Dazu muss zuerst das Druckbegrenzungsventil 15 geöffnet werden, wobei zum Öffnen des Druckbegrenzungsventil 15 ein bestimmter Überdruck in der Druckkammer 9 vorhanden sein muss. Bei geöffnetem Druckbegrenzungsventil 15 strömt das aus der Druckkammer 9 verdrängte Hydraulikmedium über den ringförmigen Spalt 11 zwischen dem Kolben 7 und der Zylinderwand 6a in den Ringkanal 12 ein, von wo es über den radial nach unten führenden Kanal 13 zu dem Druckbegrenzungsventil 15 und danach über den Durchlass 20 in die Aufnahmekammer 10 gelangt. Zusätzlich oder anstelle eines Ringspalts 11 könnte auch ein Überströmkanal vorgesehen werden, über den das Hydraulikmedium am Kolben 7 vorbei in den Ringkanal 12 einströmen kann. Ein solcher Überströmkanal wird vorzugsweise auf der Oberseite in die Zylinderwand 6a eingelassen, damit beim Einfedern des Kolbens 7 zuerst das Gas verdrängt wird und sich die Druckkammer 9 automatisch entlüftet.

[0023] Die gezeigte Ausführung, bei der der Kolben 7 von der der Pufferplatte 3 abgewandten Seite in die Druckkammer 9 hineingeführt ist, hat den weiteren Vorteil, dass sich das Hydraulikmedium aufgrund der Massenträgheit bei einem Aufaufstoss beim Zylinderboden 23 sammelt, während kleine Gasmengen, die ungewollt in die Druckkammer 9 gelangen können, sich bei der Stirnseite des Kolbens 7 sammeln. Damit ist sichergestellt, dass sich die Druckkammer 9 bei jedem Aufaufstoss selbständig entlüftet, da zuerst das Gas aus der Druckkammer 9 verdrängt wird, was insbesondere bei mehreren aufeinanderfolgenden Aufaufstössen von grosser Bedeutung ist. Bei umgekehrter Anordnung

nämlich würden kleine Gasmengen in der Druckkammer 9 verbleiben und sich bei mehreren aufeinanderfolgenden Aufaufstössen ständig vermehren, was einen grossen Verlust an Energieaufnahme- und Dämpfungsvermögen der Dämpfungsvorrichtung und damit des ganzen Puffers bedeuten würde.

[0024] Die Fig. 2 zeigt einen Längsschnitt durch die gashydraulische Dämpfungseinrichtung 5 des Puffers in vergrösserter Darstellung. Aus dieser Darstellung ist insbesondere das zum Verschliessen des Kanals 13 bzw. Durchlasses 20 vorgesehene Druckbegrenzungsventil 15 ersichtlich. Das Druckbegrenzungsventil 15 wirkt wie ein Überdruckventil und weist einen Kolben 16 auf, der mit einem Schliessorgan 17 in der Form einer Kugel versehen ist. Der Kolben 16 ist mittels eines Tellerfederpakets 18 in Schliessrichtung belastet. Das Druckbegrenzungsventil 15 bzw. dessen Schliessorgan 17 ist derart in dem die Druckkammer 9 mit der Aufnahmekammer 10 verbindenden Kanal 13 angeordnet, dass der Kanal 13 im Bereich des Durchlasses 20 mittels des Schliessorgans 17 verschliessbar ist. Im weiteren ist der den Kanal 13 in Richtung der Aufnahmekammer 10 verschliessende Stopfen 14 ersichtlich.

[0025] Sobald die durch die Hydraulikflüssigkeit auf das Schliessorgan 17 ausgeübte Kraft einen vorbestimmten Wert überschreitet, namentlich höher ist als die Vorspannkraft des Tellerfederpakets 18, hebt das Schliessorgan 17 vom Ventilsitz ab und öffnet den Durchlass 20, so dass das Hydraulikmedium in der durch eine Pfeillinie 24 angedeuteten Richtung an dem Schliessorgan 17 vorbei in die Aufnahmekammer 10 einströmen kann. Durch dieses Druckbegrenzungsventil 15 wird bewirkt, dass im quasistatischen Betrieb, die in erster Linie durch die elastomerische Dämpfungseinrichtung bestimmte Federkennlinie des Puffers über den gesamten Pufferhub um einen bestimmten Betrag, namentlich um die zum Öffnen des Druckbegrenzungsventils 15 notwendige Kraft, angehoben wird. Im vorliegenden Fall muss auf den Puffer eine Kraft von ca. 80kN einwirken, damit das Druckbegrenzungsventil 15 öffnet. Dies hat den Vorteil, dass der Puffer im quasistatischen Betrieb, trotz kompakter Abmessungen der Dämpfungsanordnung, insbesondere der gashydraulischen Dämpfungseinrichtung, eine hohe Energieaufnahme sowie einen grossen Hub ermöglicht. Das Druckbegrenzungsventil bewirkt eine Energieaufnahme, ohne dass deswegen zusätzliche Baulänge zur Verfügung gestellt werden muss. Dies kann im quasistatischen Betrieb als alleiniges Energieverzehrmittel oder zusammen mit einer mechanischen und/oder elastomerischen Dämpfungsvorrichtung eingesetzt werden. Wird die mechanische und/oder elastomerische Dämpfungsvorrichtung in ihrer Wirkungsweise durch das Druckbegrenzungsventil unterstützt, so kann sie entsprechend weniger leistungsfähig ausgebildet werden und benötigt somit weniger Bauvolumen. Der Hub, die Kraft und somit die Energieaufnahme können bei gleichen Abmessungen vergrössert werden. Durch das Vorsehen eines Druckbegrenzungsventils 15 in der

beschriebenen Art kann die Dämpfungsanordnung zudem sehr kompakt und einfach aufgebaut werden. Zudem besteht die Dämpfungsanordnung aus vergleichsweise wenigen Einzelteilen und kann kostengünstig hergestellt werden. Insbesondere kann die von den Bahnen im UIC Merkblatt 526-3 geforderte relativ flache Kennlinie im ersten Teil des Kraft-Weg-Diagramms auf das gewünschte Kraftniveau angehoben werden. Mit einer rein mechanisch und/oder elastomerischen Feder wäre dies bei den geforderten Abmessungen nicht möglich.

[0026] Fig. 3 zeigt einen Längsschnitt durch das Druckbegrenzungsventil 15 der gashydraulischen Dämpfungseinrichtung in nochmals vergrößerter Darstellung.

[0027] Während das Schliessorgan des Druckbegrenzungsventils 15 durch eine herkömmliche Kugel 17 aus gehärtetem Stahl gebildet wird, ist der Ventilsitz 19 kegelförmig ausgebildet, wodurch die Kugel 17 nur linienförmig zur Anlage kommt. Ein derart ausgebildetes Druckbegrenzungsventil ist einerseits besonders kostengünstig zu realisieren und andererseits gewährleistet es langfristig eine zuverlässige Funktionsweise.

[0028] Fig. 4 zeigt das Kraft-Weg-Diagramm eines nach dem Stand der Technik ausgebildeten Puffers im quasistatischen Betrieb. Der diesem Diagramm zugrunde liegende Puffer ist mit einer elastomerischen sowie einer gashydraulischen Dämpfungseinrichtung versehen. Der Maximalhub des Puffers beträgt 150 mm. Wie anhand der Kennlinie K1 ersichtlich ist, steigt die Kraft beim Einfedern des Puffers am Anfang kontinuierlich aber langsam an, um dann gegen Ende des Pufferhubs hin exponentiell zuzunehmen. Das statische Federverhalten des Puffers wird in diesem Fall praktisch nur durch die elastomerische Dämpfungseinrichtung bestimmt.

[0029] Fig. 5 zeigt das Kraft-Weg-Diagramm des erfindungsgemäss gestalteten Puffers im quasistatischen Betrieb. Der Puffer besitzt wiederum einen Gesamthub von 150 mm. Anhand der Kennlinie K2 ist ersichtlich, dass in diesem Fall die Kraft am Anfang des Einfederns schlagartig auf ca. 80kN ansteigt. Der weitere Verlauf entspricht dann in etwa demjenigen gemäss Fig. 4, wobei die Kurve über den gesamten Hub um etwa die genannten 80kN nach oben verschoben ist. Die Erhöhung der Kraft um 80kN wird ausschliesslich durch das Druckbegrenzungsventil der gashydraulischen Dämpfungseinrichtung bewirkt. Ein solcher Puffer eignet sich insbesondere auch zum Erfüllen des UIC-KODEX 526-3.

[0030] Zu erwähnen ist, dass das Druckbegrenzungsventil natürlich auch einen Einfluss auf das dynamische Verhalten des Puffers hat, indem auch beim dynamischen Einfedern des Puffers die Kurve bzw. der Kraftverlauf über den gesamten Bereich um etwa diese 80kN nach oben verschoben ist.

[0031] Nachfolgend soll auch noch kurz auf das dynamische Federverhalten des Puffers eingegangen werden, wobei insbesondere auf Fig. 1 Bezug genommen wird. Da der Kolben 7 einen konstanten Aussendurchmesser sowie eine glatte Mantelfläche aufweist, erhöht

sich mit zunehmender Einfederung des Stössels 2 der Drosselwiderstand in dem den Kolben 7 ringförmig umgebenden Spalt 11, so dass beim dynamischen Einfedern eine Kraftzunahme über den Einschubweg erreicht wird. Diese Kraftzunahme wird jedoch nicht nur über den statischen Querschnitt des Ringspalts 11 bestimmt, sondern ggf. auch über eine elastische Ausdehnung des Zylinderelements 6, dessen Zylinderwand 6a insbesondere bei einem Auflaufstoss die Tendenz hat, sich in radialer Richtung materialelastisch nach aussen zu wölben, womit sich gleichzeitig auch der Ringspalt 11 vergrössern würde. Diese materialelastische Ausdehnung des Zylinderelements 6 wird über die Steifigkeit bzw. Wandstärke der Zylinderwand 6a beeinflusst, zumal die Wandstärke der Zylinderwand 6a entlang der Druckkammer 9 variiert. Da die Zylinderwand 6a durch den Zylinderboden 23 zum Ende hin sehr steif wird und kaum mehr radial auslenkbar ist, ist die Druckkammer 9 in diesem Endbereich mit dem sich konisch erweiternden Abschnitt 9a versehen. Dieser Abschnitt 9a soll sicherstellen, dass im extremen Belastungsfall auch gegen das Hubende hin genügend Hydrauliköl am Kolben 7 vorbeiströmen kann.

[0032] Daher kann durch die Grösse des Ringspalts 11, die Steifigkeit der Zylinderwand 6a zusammen mit dem Ringkanal 12, dem in die Aufnahmekammer 10 führenden Kanal 13 sowie das Druckbegrenzungsventil 15 das dynamische Verhalten beeinflusst werden. Der mit dem Druckbegrenzungsventil 15 versehene Kanal 13 mündet im unbelasteten Zustand der Dämpfungsanordnung hinter der sich in der Druckkammer 9 befindlichen Stirnfläche des Kolbens 7 in die Druckkammer 9. Jedenfalls befindet sich auch der den Kolben 7 umgebende Ringkanal 12 im Ruhezustand der Dämpfungsanordnung bzw. des Puffers hinter der Stirnfläche des Kolbens 7, d.h. er wird von Kolben 7 überdeckt, so dass von Beginn des Einfedervorgangs an eine Drosselwirkung vorhanden ist, indem das aus der Druckkammer 9 verdrängte Hydraulikmedium nur über den Ringspalt 11 in den Ringkanal 12 bzw. den Kanal 13 einströmen kann.

[0033] Neben dem Einsatz in Puffern eignen sich erfindungsgemäss gestaltete Dämpfungseinrichtungen insbesondere auch für den Einsatz in Kupplungen von Schienenfahrzeugen.

45 Bezugszeichenliste

[0034]

1. Hülse
2. Stössel
3. Pufferteller
4. elastomerische Dämpfungsvorrichtung
5. gashydraulische Dämpfungseinrichtung
6. Zylinderelement / 6a Zylinderwand
7. Kolben
8. Deckel
9. Druckkammer
10. Aufnahmekammer

- 11. Ringspalt
- 12. Ringkanal
- 13. Kanal
- 14. Stopfen
- 15. Druckbegrenzungsventil
- 16. 1 Kolben
- 17. Schliessorgan
- 18. Tellerfederpaket
- 19. Ventilsitz
- 20. Durchlass
- 21. Dichtung
- 22. Rückschlagventil
- 23. Boden
- 24. Pfeil
- 25.
- 26.
- 27.
- 28.
- 29.
- 30.
- 31.
- 32.
- 33.
- 34.
- 35.
- 36.
- 37.
- 38.
- 39.
- 40.
- 41.
- 42.
- 43.
- 44.
- 45.
- 46.
- 47.
- 48.
- 49.
- 50.
- 51.
- 52.
- 53.
- 54.
- 55.
- 56.
- 57.
- 58.
- 59.
- 60.
- 61.
- 62.
- 63.
- 64.
- 65.
- 66.
- 67.
- 68.

- 69.
- 70.

5 Patentansprüche

1. Dämpfungsanordnung für Zug- und/oder Stosseinrichtungen von Schienenfahrzeugen, mit einer fluidischen Dämpfungseinrichtung (5), die mit einer zylindrischen Druckkammer (9) sowie einer über einen Kanal (13) damit verbundenen Aufnahmekammer (10) versehen ist sowie einem Kolben (7), der bei einer Stossbelastung in die mit einem fluidischen Medium befüllte Druckkammer (9) eintaucht und deren Volumen verkleinert, wobei in dem genannten Kanal (13) ein Druckbegrenzungsventil (15) angeordnet ist, welches im Ruhezustand den Kanal (13) zu verschliessen bestimmt ist und bei einem vorbestimmten Überdruck in der Druckkammer (9) öffnet, **dadurch gekennzeichnet, dass** die fluidische Dämpfungseinrichtung (5) als gashydraulische Dämpfungseinrichtung ausgebildet ist und die Dämpfungsanordnung zusätzlich eine elastomerische und/oder mechanische Dämpfungsvorrichtung (4) umfasst.
2. Dämpfungsanordnung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Aufnahmekammer (10) zumindest teilweise mit einem unter Überdruck stehenden Gas gefüllt ist.
3. Dämpfungsanordnung nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** der mit dem Druckbegrenzungsventil (15) versehene Kanal (13), im unbelasteten Zustand der Dämpfungsanordnung, hinter der sich in der Druckkammer (9) befindlichen Stirnfläche des Kolbens (7) in die Druckkammer (9) mündet.
4. Dämpfungsanordnung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** dem Druckbegrenzungsventil (15) Mittel zum Begrenzen des Durchflussquerschnitts für das aus der Druckkammer (9) verdrängte Medium vor- und/oder nachgeschaltet sind.
5. Dämpfungsanordnung nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Mittel derart ausgebildet sind, dass sich der Drosselwiderstand mit zunehmender Eintauchtiefe des Kolbens (7) erhöht.
6. Dämpfungsanordnung nach Anspruch 4 oder 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** die genannten Mittel zum Begrenzen des Durchflussquerschnitts zumindest einen zwischen dem Kolben (7) und einer die Druckkammer (9) begrenzenden Zylinderwand (6a) angeordneten Ringspalt (11) umfassen, der mit dem in die Aufnahmekammer (10) führenden Kanal (13)

verbunden ist.

7. Dämpfungsanordnung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Druckbegrenzungsventil (15) ein federbelastetes Schliessorgan (17) umfasst. 5
8. Dämpfungsanordnung nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Druckbegrenzungsventil (15) ein als Kugel ausgebildetes Schliessorgan (17) umfasst, welches gegen einen kegeligen Ventilsitz (19) vorgespannt ist. 10
9. Dämpfungsanordnung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** zumindest der in die Druckkammer (9) eintauchbare Teil des Kolbens (7) mit einer glatten Mantelfläche versehen ist. 15
10. Dämpfungsanordnung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Druckkammer (9) in dem der Eintauchseite des Kolbens (7) gegenüberliegenden Endbereich mit einem sich im Durchmesser erweiternden oder vergrößernden Abschnitt (9a) versehen ist. 20
25
11. Dämpfungsanordnung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die die Druckkammer (9) begrenzende Zylinderwand (6a) in Abhängigkeit der Geschwindigkeit des in den Druckraum (9) vordringenden Kolbens (7) in radialer Richtung materialelastisch nach ausen auslenkbar ist, so dass sich der Querschnitt des zumindest einen Ringspalts (11) zwischen dem Kolben (7) und der die Druckkammer (9) begrenzenden Zylinderwand (6a) vergrößert. 30
12. Dämpfungsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Wandstärke der die Druckkammer (9) begrenzenden Zylinderwand (6a) zumindest entlang des zylindrisch ausgebildeten Abschnitts derart variiert, dass beim dynamischen Einfedern des Stössels (2) der Druck in der Druckkammer (9), trotz kontinuierlich abnehmender Eintauchgeschwindigkeit des Kolbens (7), über einen weiten Hubbereich weitgehend konstant ist. 35
40
13. Dämpfungsanordnung nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** anstelle oder zusätzlich zu dem Ringspalt (11) zwischen dem Kolben (7) und der die Druckkammer (9) begrenzenden Zylinderwand (6a) ein Überströmkanal ausgebildet ist, welcher bzw. welche mit dem in die Aufnahmekammer (10) führenden Kanal (13) verbunden sind. 45
50
14. Dämpfungsanordnung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet,**

dass der die zylindrische Druckkammer (9) mit der Aufnahmekammer (10) verbindende Kanal (13) mit einem den Kolben (7) radial umgebenden Ringkanal (12) in Verbindung steht.

15. Dämpfungsanordnung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Kolben (7) die Form eines Bolzens aufweist, einstückig ausgebildet ist und über seine gesamte Länge einen konstanten Aussendurchmesser aufweist.
16. Dämpfungsanordnung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Kolben (7) gleichzeitig zum Positionieren und Abstützen von Elastomerelementen (4a) vorgesehen ist, welche eine elastomerische Dämpfungseinrichtung bilden.
17. Zug- und/oder Stosseinrichtung für Schienenfahrzeuge, mit einer nach einem der Ansprüche 1 bis 16 ausgebildeten Dämpfungsanordnung sowie mit einer Hülse (1) und einem relativ dazu verschiebbaren Stößel (2), **dadurch gekennzeichnet, dass** die Dämpfungsanordnung dem federnden Abstützen des Stössels (2) an der Hülse (1) dient.
18. Zug- und/oder Stosseinrichtung nach Anspruch 17, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Zug- und/oder Stosseinrichtung mit einer gashydraulischen Dämpfungseinrichtung (5) sowie einer elastomerischen und/oder mechanischen Dämpfungsvorrichtung (4) versehen ist.
19. Zug- und/oder Stosseinrichtung nach Anspruch 17 oder 18, **dadurch gekennzeichnet, dass** das in dem die Druckkammer (9) mit der Aufnahmekammer (10) verbindenden Kanal (13) angeordnete Druckbegrenzungsventil (15) der gashydraulischen Dämpfungseinrichtung (5) derart ausgebildet ist, dass es erst bei einer vorbestimmten, auf die Zug- und/oder Stosseinrichtung einwirkenden Stosskraft öffnet.
20. Zug- und/oder Stosseinrichtung nach Anspruch 19, **dadurch gekennzeichnet, dass** die zum Öffnen des in dem Kanal (13) angeordneten Druckbegrenzungsventils (15) benötigte Stosskraft zumindest 50kN, insbesondere zumindest 75kN beträgt.

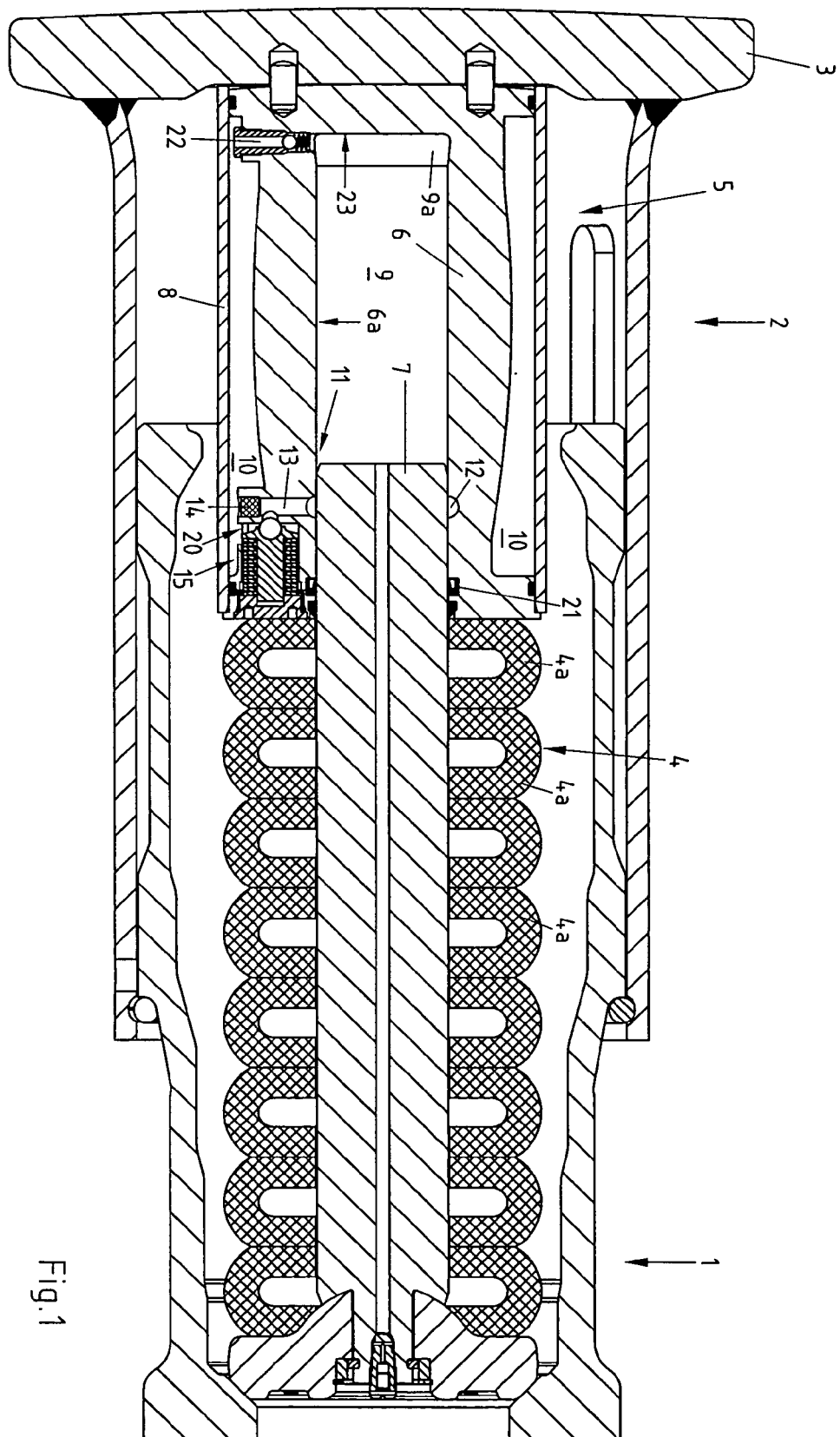


Fig. 1

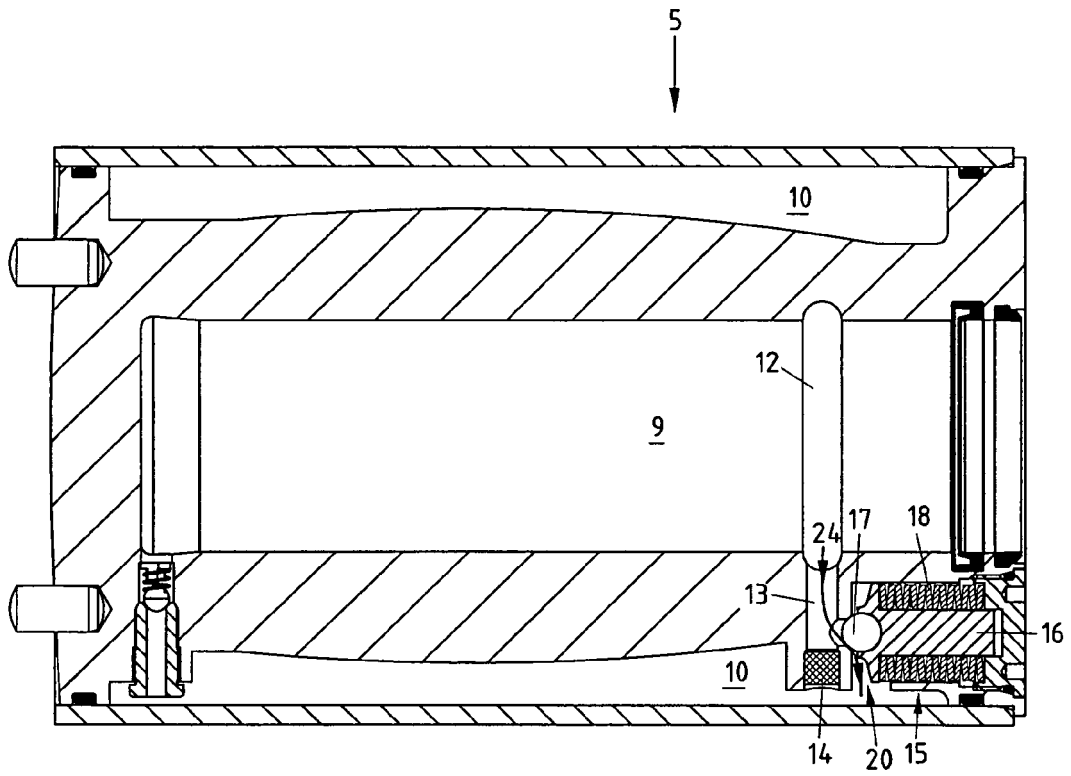


Fig.2

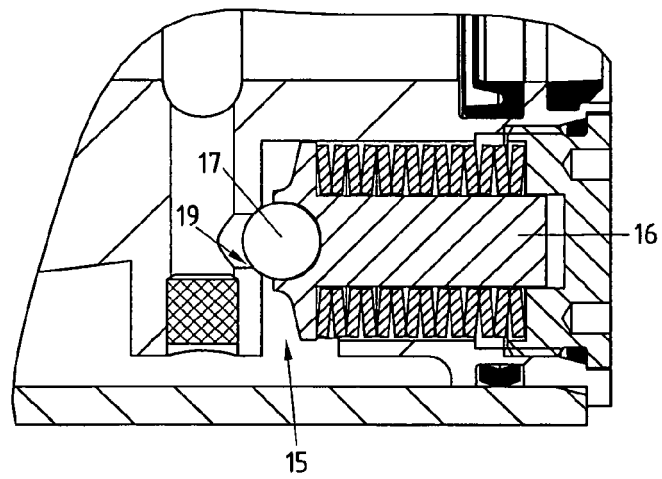


Fig.3

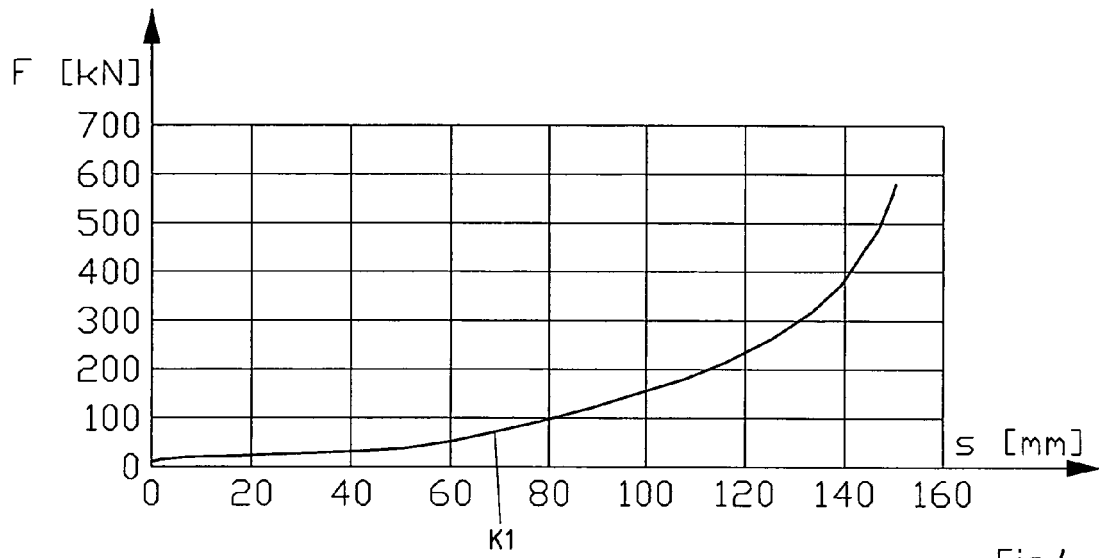


Fig.4

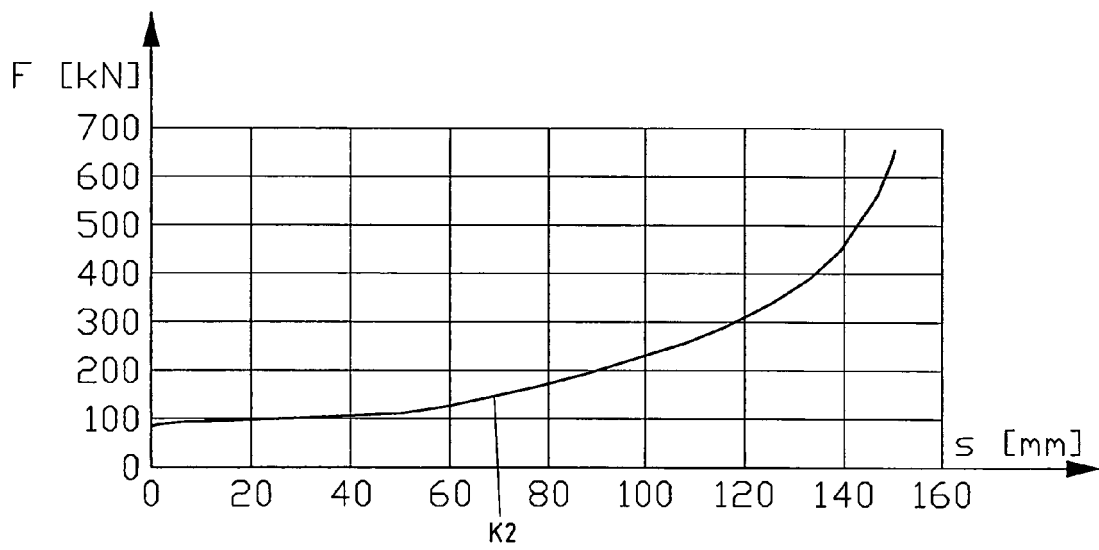


Fig.5



Europäisches
Patentamt

EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung
EP 07 40 5262

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (IPC)
Y,D	GB 1 447 229 A (ITT) 25. August 1976 (1976-08-25) * Seite 2, Zeile 5 - Zeile 65; Abbildung 1 *	1-3,7, 17-19	INV. B61G11/12
Y,D	EP 0 451 630 A (FISCHER AG GEORG [CH]) 16. Oktober 1991 (1991-10-16) * Spalte 1, Zeile 52 - Spalte 2, Zeile 41; Abbildung 1 *	1-3,7, 17-19	
A	EP 0 855 534 A2 (KEYSTONE IND INC [US]) 29. Juli 1998 (1998-07-29) * Spalte 2, Zeile 55 - Spalte 4, Zeile 56; Abbildungen 1-7 *	1,7,8, 15-19	
A	US 5 025 938 A (BOMGARDNER CHARLES T [US] ET AL) 25. Juni 1991 (1991-06-25) * Spalte 2, Zeile 65 - Spalte 4, Zeile 43; Abbildungen 1-5 *	1,17	
			RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (IPC)
			B61G F16F
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort		Abschlußdatum der Recherche	
Den Haag		14. Dezember 2007	
		Prüfer	
		Chlosta, Peter	
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE			
X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : nichtschriftliche Offenbarung P : Zwischenliteratur		T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus anderen Gründen angeführtes Dokument & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	

2

EPO FORM 1503 03.82 (P04C03)

**ANHANG ZUM EUROPÄISCHEN RECHERCHENBERICHT
ÜBER DIE EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG NR.**

EP 07 40 5262

In diesem Anhang sind die Mitglieder der Patentfamilien der im obengenannten europäischen Recherchenbericht angeführten Patentdokumente angegeben.

Die Angaben über die Familienmitglieder entsprechen dem Stand der Datei des Europäischen Patentamts am
Diese Angaben dienen nur zur Unterrichtung und erfolgen ohne Gewähr.

14-12-2007

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
GB 1447229	A	25-08-1976	KEINE	
EP 0451630	A	16-10-1991	DE 4011439 A1	10-10-1991
EP 0855534	A2	29-07-1998	DE 855534 T1	06-05-1999
US 5025938	A	25-06-1991	KEINE	

EPO FORM P0461

Für nähere Einzelheiten zu diesem Anhang : siehe Amtsblatt des Europäischen Patentamts, Nr.12/82

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- DE 19619214 A [0003]
- EP 0451630 A [0004]
- GB 1447229 A [0005]